

# 一种柔性隔振结构的动力学分析及设计方法

尹佑旺<sup>†</sup> 郑佩

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

**摘要** 本文提出了一种新型的柔性隔振结构,该结构是基于柔性曲梁的力学特性而设计的.研究表明,该结构能通过轴向方向的负载来降低扭转方向的刚度,从而达到扭转方向的准零刚度特性,实现低频隔振.本文首先构建了柔性隔振结构的单元模型,并确定了单元模型轴向及扭转方向等关键静力特性,结果表明,该结构的单元模型能实现扭转方向的准零刚度特性,且轴向方向有较高的负载.然后,对不同结构参数的单元模型进行了动力学分析,确定了各结构参数对该结构动力学特性的影响,并利用有限软件对其进行了仿真分析,结果表明,该单元模型具有较好的隔振效果.最后,对构建的多层仿生柔性结构的隔振效率及隔振带宽进行了探讨.该结构具有柔性机构免装配、可整体加工、易小型化等特点,适用于精密光学仪器、机器人、卫星等具有扭转方向低频隔振的领域.

**关键词** 准零刚度, 柔顺性结构, 被动隔振

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-099

## 引言

振动是大多数人类活动和工程应用中普遍存在的一种运动现象,例如我们能听到声音、能说话、能看见东西等,都与振动密切相关<sup>[1]</sup>.但有些场合无关的振动存在,会对工程产生较大的不良影响.比如,在各种机械中,不良的振动会导致零部件的损伤,产生噪声,降低工作效率等;在航空航天和海洋等工程领域,由于环境激励导致部件的结构产生振动与破坏<sup>[2]</sup>;在一些精密的光学仪器的使用中,如高分辨率相机,光谱仪等,微振动会导致图像模糊或失真.因此减振降振具有很重要的研究意义,减振的方法有许多种,其中隔振是主要方法之一.加装隔振器是解决这类振动问题最直接的途径<sup>[3]</sup>.

隔振器的种类可分为被动隔振器、半主动隔振器和主动隔振器.其中,被动隔振器结构简单,不需要外部能量,因此造价相对较低,是解决许多工程振动传动问题中最为常见的一种方案,但是一般的被动隔振存在一个明显的缺陷,对于传统的线性隔振器,只有当激励频率大于结构固有频率的 $\sqrt{2}$ 倍时,才能实现振动隔离,因此实现低频隔振时,会遇到静变形过大和失稳的问题<sup>[4]</sup>;主动隔振可以克服这个问题,但主动隔振控制技术相对复杂,能耗较

大,成本较高,并且存在作动器输出力与响应时间的限制、传感器探测的信号在测量和传输过程中的迟滞等问题<sup>[5]</sup>,半主动控制系统与主动控制系统相比,减振性能较差<sup>[6]</sup>,但半主动振动控制系统消耗的能量或功率要少得多.与被动振动控制系统相比,半主动振动控制系统的控制单元会增加重量和设计复杂性<sup>[7]</sup>.被动隔振器虽然存在明显的缺陷,但它的优点依旧吸引着许多学者研究,一类具有高静态刚度和低动态刚度特性的非线性被动隔振系统可以解决这个问题,其中研究广泛、应用较多的为准零隔振.准零刚度隔振是近几十年深入研究的课题,关于它的研究与应用有许多.Van 等<sup>[8]</sup>早在 1979 年将负刚度用于板簧的机械设计中,以减小系统的总刚度.随后,Platus 等<sup>[9]</sup>于 1991 年利用横向加载的曲梁作为负刚度元件来抵消弹簧悬架的刚度,提出了一种用于精密垂直隔振领域的正负刚度并联的隔振器.Carrella 等<sup>[10]</sup>于 2008 年通过在正刚度弹簧的外端增加磁性装置来实现正负刚度并联,提出了一种高静态刚度、低动态刚度的隔振系统.Yang 等<sup>[11]</sup>于 2013 年研究了准零刚度隔振器的动力和功率流特性,发现增加负刚度机制可以大大扩大有效隔振的频带.Sun 等<sup>[12]</sup>于 2014 年提出了一种  $n$  层剪刀式桁架结构的隔离平台来实现准零刚

2020-10-12 收到第 1 稿,2020-11-04 收到修改稿.

<sup>†</sup> 通讯作者 E-mail: 1059783414@qq.com

度特性. Kim等<sup>[13]</sup>于2018年利用准零刚度机制,采用一个预紧垂直弹簧和具有非线性屈曲特性的水平板弹簧并联,提出了一种用于超精密传感系统的新型无源隔振器. 李昊等<sup>[14]</sup>于2019年提出一种基于混杂双稳定复合材料层合板自身的负刚度特性的准零隔振装置, Lu等<sup>[15-17]</sup>在非线性的隔振领域也有较多的研究,例如,搭建双层非线性隔振结构、利用受压环特性以及在准零刚度隔振系统中引入非线性阻尼等方式来提高隔振效率等. 关于准零隔振器的设计还有很多研究,大部分的研究还是关于垂直方向的隔振,对于扭转方向的相对较少. Zhou等<sup>[18]</sup>于2014年提出一种利用预压的凸轮弹簧滚子提供的负刚度与橡胶弹簧提供的正刚度并联的扭转准零隔振器; Zheng等<sup>[19]</sup>于2016年提出利用两个同轴环形磁铁的排斥性来产生负的扭转刚度来抵消橡胶弹簧的正刚度; Liu等<sup>[20]</sup>于2017年利用连杆弹簧负刚度机构设计正负刚度并联扭转隔振器; Li等<sup>[21]</sup>于2018年利用薄带材提出了一种新型的具有柔性的负刚度机构,与正刚度弹簧并联也能实现准零刚度特性.

准零刚度实现的特点大都是利用正负刚度部件并联来实现准零特性,达到低频隔振,有较宽的隔振带宽. 在准零刚度隔振结构中,正负刚度部件并联时,难免会存在装配或者摩擦等因素造成的误差,从而降低了隔振效率. 本文提出了一种新型的连续的具有柔顺性的被动隔振器:在机构上,它具有柔性机构免装备、可整体加工、易于小型化等优点<sup>[22]</sup>;在隔振方面,利用轴向与扭转方向的耦合关系即轴向方向的载荷会影响扭转方向的刚度,来实现扭转方向的低频隔振,有较宽的隔振带宽,并在轴向上有较高的承载能力. 本文第1节介绍了柔性隔振结构的构型和设计思路,并对单个单元模型的构建进行了详细的描述,利用有限元软件对单元模型进行了静力分析;第2节分析了单元模型的动力学特性,并利用有限元软件对模型进行的模态分析和动力学仿真,得出多种不同参数下单元模型的隔振效果,还讨论各参数与隔振效率之间的关系;第3节搭建了几种单元模型的多层连续结构并讨论了其隔振效率问题及结构参数对隔振带隙的影响.

## 1 柔性隔振结构单元

### 1.1 单元结构构型

如图1所示,仿生柔性隔振结构的单元构型主

要由几根相同的柔性曲梁与两个底板构成. 柔性曲梁的长度为 $L$ ,曲率为 $R(z)$ ,各曲梁围绕结构中心轴均匀分布,中心距为 $d$ . 对单元模型结构轴向方向施加预载力 $F_0$ ,当结构发生 $z$ 轴旋转运动 $\theta(t)$ 时,每根柔性曲梁都会产生 $z$ 轴旋转方向的分力 $F_{iz}$ ,进而影响结构在扭转方向的刚度. 当轴向方向的力为拉力时,会增加该刚度;当轴向方向的力为压力时,会降低该刚度. 利用柔性曲梁这一特性,设计出的柔性隔振结构具有良好的轴向承载能力的同时,扭转方向有较好的隔振效果. 同时结构的初始结构参数 $\mu$ 也会对结构的刚度产生影响,其中初始结构参数 $\mu$ 包含曲梁的长度 $L$ 、曲率 $R(z)$ 、中心距 $d$ 、横截面形状以及材料属性等.

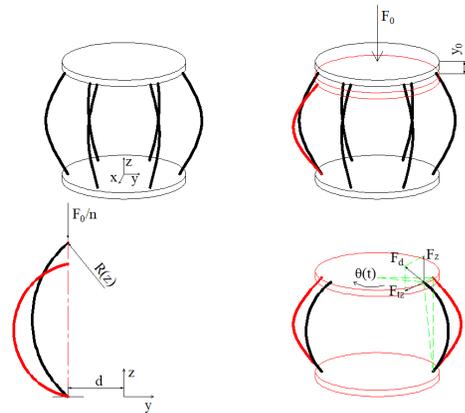


图1 单元模型结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of element structure

图2为仿生柔性隔振结构单元的一种实例化三维模型. 模型中,两底板为直径100mm,厚度5mm的圆形钢盘;曲梁是总长为100mm,直径为2mm,曲率为 $k$ 的钢条;为了便于钢盘与钢条之间连接和钢条曲率的控制,在钢盘与钢条之间加入顶角为 $60^\circ$ 的三棱柱,可通过控制三棱柱与轴线的夹角 $\varphi$ 来控制钢条的斜率. 曲率 $k$ 随 $\varphi$ 的变化规律为:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{(60^\circ + 2\varphi)\pi}{180^\circ L}$$

对单元模型的静力特性进行分析,图3为 $\varphi=60^\circ$ 时柔性隔振结构轴向恢复力与轴向位移的关系以及扭转回复力矩与扭转角度的关系. 对有限元仿真的数据结果进行拟合,采用最小二乘法,得到轴向恢复力 $F_a$ 与轴向位移 $z$ 的关系为:

$$F_a = 1.16 \times 10^9 z^4 + 6.42 \times 10^7 z^3 + 1.48 \times 10^6 z^2 + 5.41 \times 10^4 z$$

无预载时扭转恢复力偶距 $M_z$ 与扭转角度 $\theta$ 的关系为:



图2 单元结构的三维模型图

Fig.2 3d model diagram of element structure

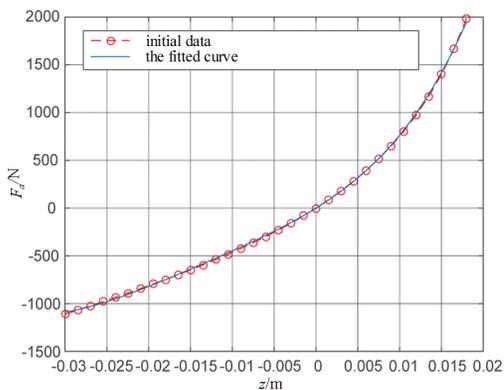
$$M_z = 42.58 \cdot \theta$$

分析可知,模型的扭转方向刚度与模型的初始结构参数 $\mu$ 和轴向预载 $F_0$ 有关,即模型的扭转刚度函数

$D_t$ 可表示为 $D_t = f(\mu, F_0)$ .图4所示为模型处于中心距 $d = 40\text{mm}$ ,夹角 $\varphi = 60^\circ$ 的初始结构参数下,在施加轴向预载后扭转方向的静力特性.图4(a)为在不同轴向预载下,模型扭转方向回复力偶矩与扭转角度的关系,图5(b)为模型扭转刚度 $D_t$ 与轴向预载 $F_0$ 的关系,可以看出,随着模型的轴向预载 $F_0$ 的增大,模型的扭转刚度逐渐减小.该实例模型考虑的可变结构参数为曲梁的曲率及中心距,故利用 $D_t = A_1\varphi^{a_1} + A_2d^{a_2} + A_3F_0^{a_3} + A_4$ 对结果数据进行拟合,式中 $A_1, A_2, A_3, A_4, a_1, a_2, a_3$ 为方程系数,采用最小二乘法,得到模型的扭转刚度 $D_t$ 与轴向预载 $F_0$ 的数值关系为:

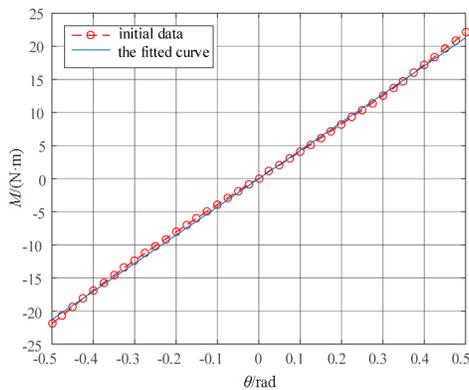
$$D_t = -0.0194 \times F_0^{1.1586} + 42.4386$$

式中, $D_t$ 的单位为 $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ , $F_0$ 的单位为 $\text{N}$ .



(a) 轴向力与轴向位移之间的关系

(a) The relationship between axial force and axial displacement

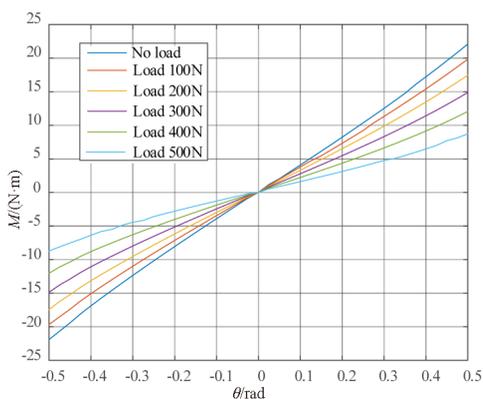


(b) 扭转角度与力偶距之间的关系

(b) The relationship between the torsion angle and the moment of couple

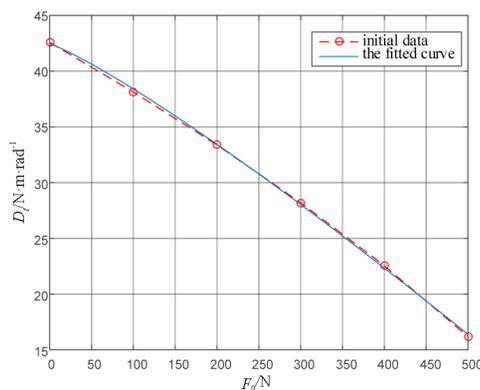
图3 单元模型的静力特性

Fig.3 Static characteristics of the element model



(a) 单元模型在几种预载下扭矩与转角的关系

(a) The relationship between torque and rotation angle under several preloads of the element model



(b) 扭转刚度与预载的关系

(b) The relationship between torsional stiffness and preload

图4 轴向预载对单元模型扭转方向刚度的影响

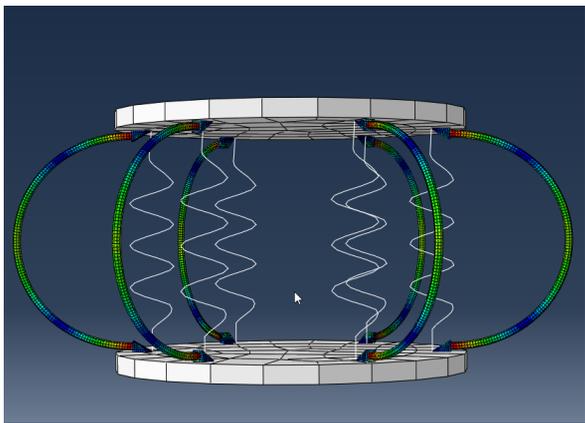
Fig.4 Influence of axial preload on torsional stiffness of the element model

### 1.2 单元结构准零刚度特性

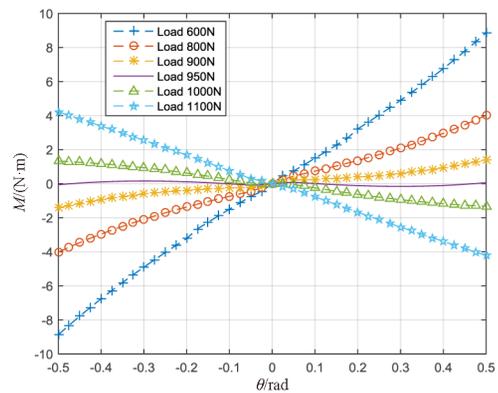
根据上一节中对静力学的分析可知,轴向预载和结构参数会对结构的刚度特性存在影响.轴向预载的不断增大,结构的扭转刚度会逐渐减少.对于实现柔性隔振结构扭转方向在扭转角度为零位置处的准零刚度特性,即在 $\theta = 0$ 时,要求扭转刚度 $D_t = 0$ ,再根据应用场合设计合理的初始参数与轴向预载.例如,负载确定的情况下设计合理的初始结构参数,或者结构参数确定的情况下确定负载.本节针对在中心距 $d = 40\text{mm}$ ,夹角 $\varphi = 60^\circ$ 的初始结构参数的情况下实现扭转准零刚度.

通过数值分析和有限元仿真结果可知,该结构

扭转方向准零刚度的实现需要较大的轴向负载,进而产生较大的轴向变形.为了减小轴向变形,保证轴向方向上能有足够的预载来达到扭转准零刚度条件,本文的一案例以在每根柔性曲梁的两端附加轴向弹簧的方式来实现.图5(a)为附加轴向弹簧后的结构的单元有限元模型,附加的弹簧刚度系数 $k = 10\text{N/mm}$ .图5(b)为附加轴向弹簧后,在几种预载下,扭矩与扭转角度的关系曲线,从中可以看出,随着轴向预压的增大,扭转方向的刚度由开始的正刚度逐渐向准零刚度以及负刚度转变.当预载 $mg = 950\text{N}$ 时,该模型在扭转方向零平衡位置附近区域达到了准零刚度.



(a)有限元模型  
(a)Finite element model



(b)扭转方向的力矩和转角之间的关系  
(b)The relationship between torque and rotation angle

图5 准零刚度单元结构

Fig.5 Quasi-zero stiffness element structure

## 2 柔性隔振单元的动力学特性

### 2.1 固有频率及模态分析

根据第2节中描述的三维模型,利用有限软件进行仿真,将上下两个底板设置为刚体部件,下底板进行固定约束,各部件之间采用绑定连接.在这些约束条件下,对几种不同结构参数的单元模型进行模态分析,得到不同结构参数下的固有频率.图6所示为模态分析中一阶和二阶的模态图,表1为各单元模型的结构参数与前两阶固有频率.图6表明,各单元模型的第一阶模态为扭转方向,第二阶模态为轴向方向.从表1中分析单元模型的结构参数与固有频率的关系,可以看出随着 $\varphi$ 的减小,扭转方向固有频率逐渐减小,轴向方向固有频率逐渐增大;随着中心距 $d$ 的减小,扭转方向固有频率逐渐减小,轴向方向固有频率不变.

### 2.2 单元模型的振动幅频特性

对单元模型的隔振性能进行分析,图7所示为柔性隔振结构单元简化后的力学模型,其单元动力学方程为:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 + C(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + D_t(\theta_1 - \theta_2) = M_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + C(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_1) + D_t(\theta_2 - \theta_1) = M_2 \end{cases}$$

当模型仅受到下底板扭转运动激励 $\theta_1$ 时,单元模型的动力学方程为:

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + C\dot{\theta}_2 + D_t\theta_2 = C\dot{\theta}_1 + D_t\theta_1$$

当运动激励为简谐激励时,即 $\theta_1 = \Theta_1 \sin \omega t$ ,则上底板的响应可表示为 $\theta_2 = \Theta_2 \sin(\omega t - \phi)$ ,单元模型的隔振效率为:

$$T = \frac{\Theta_2}{\Theta_1} = \sqrt{\frac{D_t^2 + (C\omega)^2}{(D_t - J\omega^2)^2 + (C\omega)^2}}$$

以第1类结构参数下的单元模型为例,进行谐波响应分析,通过振动幅频曲线分析其在不同的轴向

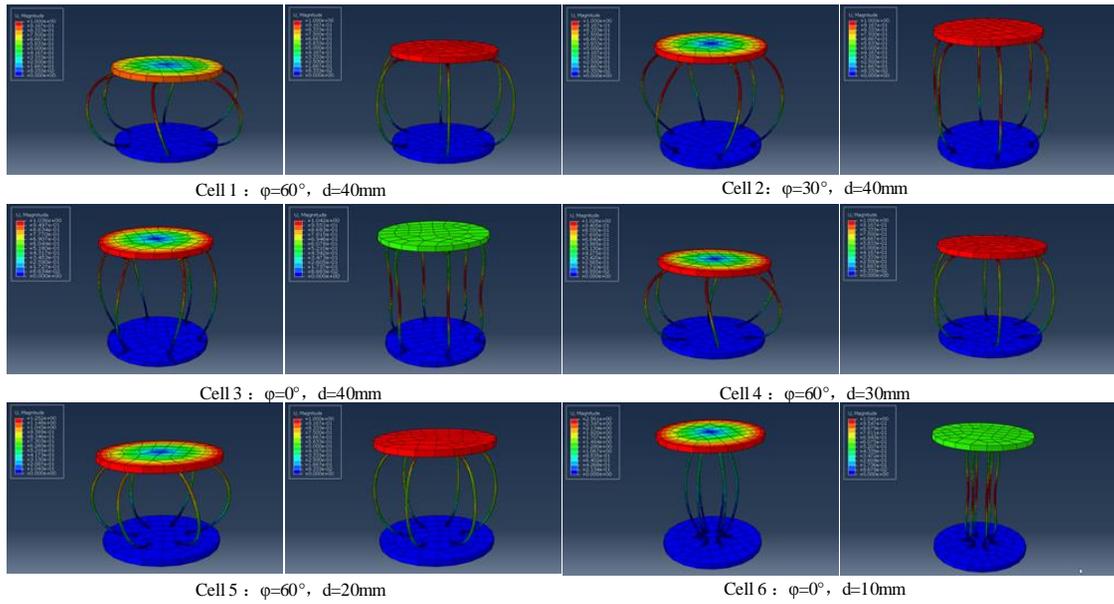


图6 不同类型单元模型的前二阶模态图

Fig.6 First-order and second-order modes of different cells

表1 不同结构参数下的前两阶固有频率

Table 1 The first two natural frequencies with different structural parameters

Cell types	$\varphi$	$d(\text{mm})$	$f_1(\text{Hz})$	$f_2(\text{Hz})$
1	$60^\circ$	40	49.742	67.431
2	$30^\circ$	40	43.763	87.338
3	$0^\circ$	40	37.964	164.87
4	$60^\circ$	30	43.707	67.431
5	$60^\circ$	20	37.670	67.431
6	$0^\circ$	10	21.499	164.87

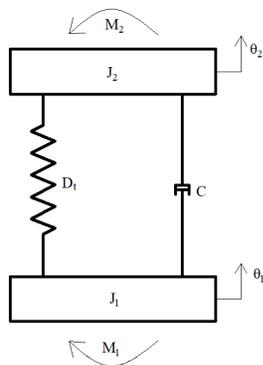


图7 隔振结构简化模型

Fig.7 A simplified model of vibration isolation structure

预载下的隔振效率,如图8(a)所示为1类单元扭转方向振动幅频曲线,当第1类单元模型参数没有预载时,结构的起始隔振频率为71.2Hz,随着预载的增大,结构的起始隔振频率逐步降低,隔振区域越宽,当预载为500N时,起始隔振频率降低至42.2Hz.图8(b)为单元在不同轴向预载下的有效隔

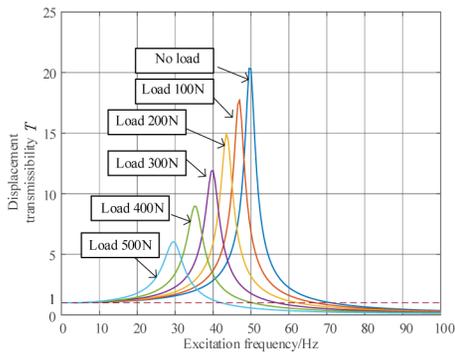
振范围,结果可以直观地看出轴向预载的增大能降低扭转方向的刚度,从而有效地提高隔振效率,扩大隔振范围.在第1类单元结构的每根曲梁上附加10N/mm的弹簧,当轴向预载为950N的时候,该幅频曲线如图8(c)所示,在该条件下,理论上能实现扭转方向上全频率范围的有效隔振.

### 3 多层扭转隔振结构及其带隙变化

#### 3.1 双层隔振结构

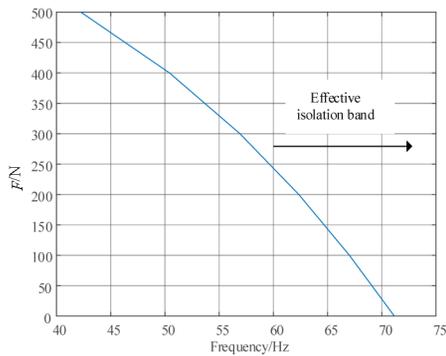
柔性隔振结构还可以搭建多层结构来扩大隔振带宽,图9(a)为两个第1类单元的组合模型图,对该组合进行谐响应分析,根据获得的幅频曲线探究其隔振性能.图9(b)为1-1组合模型的振动幅频曲线,该组合有两个隔振区域,分别为49.7Hz~68.9Hz和85.7Hz到无穷,从中可以看出,对比单层隔振结构,双层隔振结构第一条隔振带宽可以达到更低频的隔振效果.

同样地,对其他类型的单元组合的隔振性能进行分析,探究结构参数对组合单元隔振区域的影响.表2为几种双层隔振结构的隔振带宽数据,图10为结构参数与隔振区域之间的关系.结果可以看出,无论是起始频率还是带宽,在这几组双层隔振结构中,同构单元组合比异构单元组合的隔振性能要好,同构组合单元有较低的起始频率和相对较宽的带宽.在结构参数上,钢条曲率越小、中心距d越小的组合单元,起始隔振频率越低,总带宽越大,只是第一个带宽会略微变小.



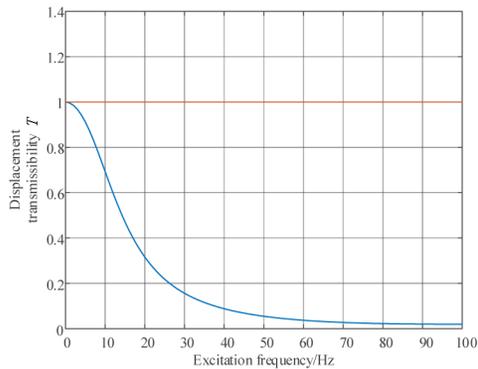
(a)第1类单元扭转方向隔振效率

(a)Vibration isolation efficiency of cell 1 in torsion direction



(b)第1单元在不同轴向预载下的有效隔振范围

(b)Effective vibration isolation range of cell 1 under different axial preload



(c)附加弹簧后准零刚度条件下的隔振效率

(c)Vibration isolation efficiency under the condition of quasi-zero stiffness after spring addition

图8 单元模型的隔振性能

Fig.8 Vibration isolation performance of element model

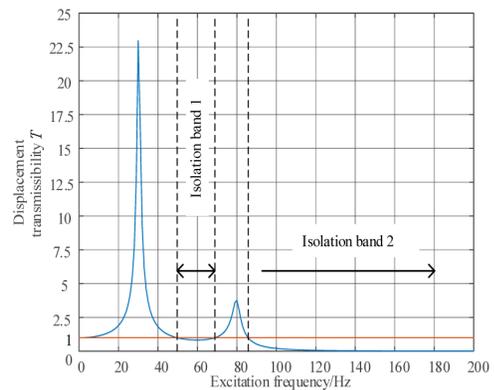
### 3.2 多层隔振结构

多层隔振结构能够提高隔振效率,本案例为8层准零隔振单元组合的结构,其有限元模型图如图11所示,对其隔振效率进行分析.图11为在扭转简谐激励下,激励频率与各层的位移传递率之间的关



(a)1-1 组合模型图

(a)Figure 1-1 combined model



(b)1-1 组合模型的隔振效率

(b)Vibration isolation efficiency of 1-1 combined model

图9 1-1 组合的双层结构

Fig.9 1-1 combination of double layer structure

表2 双层隔振结构的隔振带宽数据

Table 2 Vibration isolation bandwidth of double-layer vibration isolation structure

Type	Starting point 1(Hz)	Ending point 1(Hz)	Isolation band(Hz)	Starting point 2(Hz)
1-1	49.7272	68.8478	19.1206	85.7593
2-2	43.6909	60.6040	16.9131	75.2179
1-2	50.9396	59.1472	8.2076	78.7982
3-3	35.9858	49.9196	13.9338	61.7890
4-4	43.7177	61.0417	17.3240	75.5491
5-5	37.8120	52.7528	14.9408	65.2851
6-6	21.5186	30.3598	8.8412	37.1489

系,从中可以看出,准零隔振多层结构能实现全频率范围的有效隔振.对比于该单层结构,多层结构降低幅值的程度更大.在第1层,响应幅值为激励幅值50%时的起始隔振频率为9.7Hz.而在第8层,响应幅值为激励幅值50%时的起始隔振频率为2.3Hz,响应幅值为激励幅值1%时的起始隔振频率

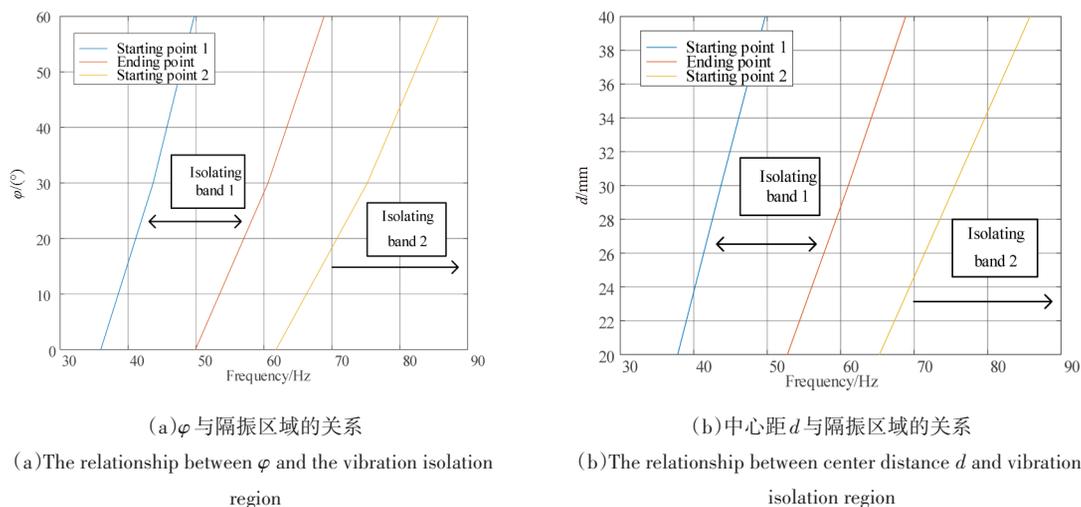


图10 隔振区域与结构参数的关系

Fig.10 The relationship between vibration isolation area and structural parameters

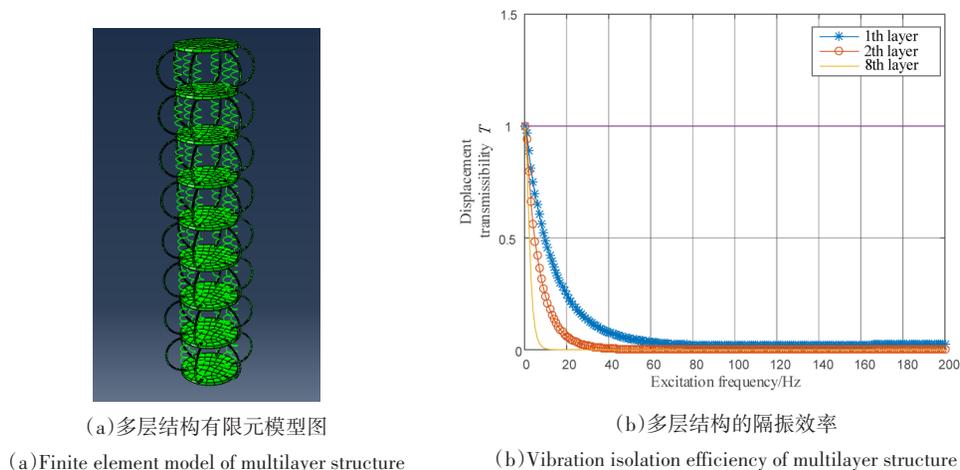


图11 多层结构

Fig.11 Multilayer structure

为8.8Hz.由此可以看出,该多层结构较单层结构有更好的隔振效率,同时自8.8Hz起,能隔离99%来自基底的振动.

#### 4 结论

本文基于柔性曲梁的力学特性设计了一种新型的柔性隔振结构,并对其性能进行了研究.该结构能通过轴向方向的负载来降低扭转方向的刚度,从而达到扭转方向的准零刚度特性,实现低频隔振.根据研究结果与分析,本文的主要贡献如下:

1)本文提出的新型的柔性隔振结构,能通过利用结构轴向与扭转方向的耦合关系,从而实现扭转方向的准零刚度特性.增加轴向方向的负载会降低扭转方向的刚度,提高隔振效率.

2)讨论了关键结构参数对该仿生柔性隔振结构隔振性能的影响,在运动范围内,该结构的曲梁初始斜率越小,结构的轴向承载能力越大,扭转方向的起始隔振频率越小.该结构的曲梁距中心轴的距离越小,结构的轴向承载能力不变,扭转方向的起始隔振频率越小.

3)多层柔性隔振结构具有较好的低频隔振性能,准零隔振单元的多层结构理论上能实现全频率范围的有效隔振,本文提出的8层隔振结构,当隔振效率为50%时的起始隔振频率为2.3Hz,比单层隔振效果较好.

综上所述,本文提出的新型仿生柔性隔振结构能实现扭转方向的低频隔振,且有较大的轴向负载能力,适用于多种存在扭转低频隔振的领域.另外,

该结构具有柔性机构免装配、可整体加工、易小型化等特点,应用的场合很广。

### 参 考 文 献

- Rao S S. 机械振动. 李欣业, 杨理诚 译(第5版). 北京: 北京大学出版社, 2016: 2~11 (Rao S S. Mechanical Vibrations. Li X Y, Yang L C (Fifth Edition). Beijing: Peking University Press, 2016: 2~11 (in Chinese))
- 陆泽琦, 陈立群. 非线性被动隔振的若干进展. 力学学报, 2017, 49(3): 550~564 (Lu Z Q, Chen L Q. Some recent progresses in nonlinear passive isolations of vibrations. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2017, 49(3): 550~564 (in Chinese))
- 谭乐天, 朱春艳, 朱东方. 航天器微振动测试、隔离、抑制技术综述. 上海航天, 2014, 31(6): 36~45 (Tan L T, Zhu C Y, Zhu D F. A review of microvibration measurement, isolation and suppression techniques for spacecraft. *Shanghai Aerospace*, 2014, 31(6): 36~45 (in Chinese))
- Carrella A, Brennan M J, Waters T P, et al. Force and displacement transmissibility of a nonlinear isolator with high-static-low-dynamic-stiffness. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2012, 55: 22~29
- Guo L, Wang X, Fan R L, et al. Review on development of high-static-low-dynamic-stiffness seat cushion mattress for vibration control of seating suspension system. *Applied Sciences*, 2020, 10(8): 2887
- Alanoly J, Sankar S. A new concept in semi-active vibration isolation. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 1987, 109(2): 242~247
- Beranek L L. Noise and vibration control engineering: Principles and applications (Second Edition). New Jersey: Hoboken, 2007
- Van Eijk J, Dijkman J F. Plate spring mechanism with constant negative stiffness. *Mechanism and Machine Theory*, 1979, 14(1): 1~9
- Platus D L. Negative-stiffness-mechanism vibration isolation systems. Proceedings of the SPIE—the International Society for Optical Engineering, 1999, 3786: 98~105
- Carrella A, Brennan M J, Waters T P, et al. On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using linear mechanical springs and magnets. *Journal of Sound and Vibration*, 2008(315): 712~720
- Yang J, Xiong Y P, Xing J T. Dynamics and power flow behaviour of a nonlinear vibration isolation system with a negative stiffness mechanism. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(1): 167~183
- Sun X T, Jing X J, Xu J, et al. Vibration isolation via a scissor-like structured platform. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(9): 2404~2420
- Kim J, Jeon Y, Um S, et al. A novel passive quasi-zero stiffness isolator for ultra-precision measurement systems. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2019, 20: 1573~1580
- 李昊, 赵发刚, 周徐斌. 基于混杂双稳定层合板的准零刚度隔振装置. 力学学报, 2019, 51(2): 354~363 (Li H, Zhao F G, Zhou X B. A quasi-zero stiffness vibration isolator based on hybrid bistable composite laminate. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2019, 51(2): 354~363 (in Chinese))
- Lu Z Q, Brennan M J, Yang T J, et al. An investigation of a two-stage nonlinear vibration isolation system. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(6): 1456~1464
- Lu Z Q, Gu D H, Ding H, et al. Nonlinear vibration isolation via a circular ring. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 136: 106490
- Lu Z Q, Brennan M, Ding Hu, et al. High-static-low-dynamic-stiffness vibration isolation enhanced by damping nonlinearity. *Science China: Technological Sciences*, 2019, 62: 1103~1110
- Zhou J X, Xu D L, Bishop S. A torsion quasi-zero stiffness vibration isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 338: 121~133
- Zheng Y S, Zhang X N, Luo Y J, et al. Analytical study of a quasi-zero stiffness coupling using a torsion magnetic spring with negative stiffness. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 100: 135~151
- Liu H, Wang X J, Liu F. Stiffness and vibration isolation characteristics of a torsional isolator with negative stiffness structure. *Journal of Vibroengineering*, 2018, 20(1): 1392~8716
- Li J Y, Fu K J, Gu Y P, et al. Torsional negative stiffness mechanism by thin strips. *Theoretical & Applied Mechanics Letters*, 2019, 9: 206~211
- 豪厄尔, 玛格莱比, 奥尔森. 柔顺机构设计理论与实例. 北京: 高等教育出版社, 2015 (Howell, Magleby, Olson. Theory and examples of flexible mechanism design. Beijing: Higher Education Press, 2015 (in Chinese))

## DESIGN AND DYNAMIC ANALYSIS OF A FLEXIBLE VIBRATION ISOLATION STRUCTURE

Yin Youwang<sup>†</sup> Zheng Pei

(*School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China*)

**Abstract** This paper presents a new flexible vibration isolation structure based on mechanical properties of flexible curved beams. The results show that the structure can reduce the torsional stiffness through axial load, thus achieving quasi-zero stiffness characteristic in the torsional direction and realizing low frequency vibration isolation. In this paper, a element model of the flexible vibration isolation structure is first constructed, and key static characteristics of the element model, such as axial and torsional directions, are determined. The results demonstrate that the element model of can realize quasi-zero stiffness characteristics in the torsional direction and has a high load-carrying ability in the axial direction. Then, the dynamic analysis of the element model with different structural parameters is carried out, with the influence of the structural parameters on the dynamic characteristics being determined, and finite element software is used for a simulation study. The results show that the element model has a good vibration isolation performance. Finally, the vibration isolation efficiency and bandwidth of the multi-layer bionic flexible structure are discussed. The structure has the characteristics of free assembly of flexible mechanism, integral processing, easy miniaturization and so on. It is suitable for precision optical instrument, robot, satellite and other fields with low frequency vibration isolation in torsion direction.

**Key words** quasi-zero stiffness, flexible structure, passive vibration isolation